

## МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621.85.058:631.35

### ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ С НАТЯЖЕНИЕМ РЕМНЯ ПОДПРУЖИНЕННЫМ ШКИВОМ, ПРИМЕНЯЕМЫХ НА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИНАХ

**А. А. КАЛИНОВСКИЙ, Ю. В. ЧУПРЫНИН**

*Научно-технический центр комбайностроения  
ОАО «Гомсельмаш», Республика Беларусь*

**В. Б. ПОПОВ**

*Учреждение образования «Гомельский государственный  
технический университет имени П. О. Сухого»,  
Республика Беларусь*

#### **Введение**

В сельскохозяйственном машиностроении широкое применение получило использование в качестве элементов механической трансмиссии ременных передач. Это обусловлено относительной простотой конструкции, неприхотливостью к условиям эксплуатации, низкой динамической нагруженностью трансмиссии и многими другими факторами. Наиболее успешное применение получили клиноременные передачи, которые за счет большей удельной мощности, передаваемой рабочим элементом – ремнем благодаря клиновой форме рабочих поверхностей, позволяют существенно уменьшить габариты привода.

Общие принципы проектирования и расчета ременных передач широко освещены в специальной технической литературе [1]–[3].

Одним из важнейших достоинств ременных передач, которое во многом обусловило их широкое применение именно на сельскохозяйственных машинах, является возможность использования в одном приводе большого количества шкивов, произвольно расположенных в плоскости контура. Эта особенность ременных передач накладывает определенные специфические требования к подбору длины ремня, обеспечивающей требуемый охват каждого из задействованных в приводе шкивов, компенсацию натяжным устройством допустимой вытяжки и монтаж ремня без его упругой деформации. Для обеспечения всех этих условий при проектировании привода правильный выбор длины ремня не составит проблем, если воспользоваться построением ременного контура векторным способом, как описано в литературе [4]. В этом случае длина ремня является единственным неизвестным параметром и может быть определена однозначно с учетом вышеуказанных требований.

Наиболее предпочтительным способом натяжения для ременных передач, применяемых на сельскохозяйственных машинах, является самонатяжение натяжным шкивом (СНШ) [1]. Этот способ натяжения позволяет обеспечить в ведомой ветви ремня постоянное напряжение предварительного натяжения, не зависимо от величины передаваемой нагрузки. В этом случае решение уравнения Эйлера для величины критической окружной силы, выше которой наступает буксование, имеет резко растущий экспоненциальный характер [5]. Именно этим объясняется основное преимуще-

щество ременных передач с СНШ – наиболее благоприятное соотношение передаваемой окружной силы и силы предварительного натяжения ремня. Если в ременной передаче в силу особенности приводимого рабочего органа возможен реверс нагрузки за счет динамической циркуляции мощности, нежелательное колебание подпружиненной ведомой ветви можно исключить за счет применения одностороннего регулируемого упора в натяжном устройстве или за счет применения специального демпфирующего элемента, например амортизатора.

При проектировании ременных передач с натяжением ремня подпружиненным шкивом решается задача правильного подбора размеров и расположения натяжного устройства. Для решения этой задачи целесообразно воспользоваться векторным способом описания рычажных механизмов, широко описанным в литературе [6]–[8].

Однако, несмотря на то, что все приемы проектирования ременных передач с натяжением ремня подпружиненным шкивом достаточно хорошо освещены в литературе, не достаточно внимания уделено приемам по обеспечению надежности функционирования натяжного устройства, что при условии правильного подбора ремня, является основным и практически единственным требованием по обеспечению надежности привода с СНШ.

Цель работы – определение критериев обеспечения надежности и методов ее достижения.

#### **Постановка задачи**

В вопросе обеспечения надежности функционирования натяжного устройства ременных передач с натяжением ремня подпружиненным шкивом можно выделить два основных аспекта: параметрическая надежность и обеспечение безотказной работы.

Параметрическая надежность – это обеспечение постоянства во времени рабочих тяговых характеристик привода. Для этого необходимо обеспечить постоянство величины напряжения предварительного натяжения в ведомой подпружиненной ветви во всем диапазоне допустимой вытяжки ремня.

Безотказность – это обеспечение гарантированной и предусмотренной подвижности рабочих элементов натяжного устройства во времени с учетом влияния факторов агрессивной окружающей среды, в которой эксплуатируются сельскохозяйственные машины. Для этого необходимо обеспечить отсутствие в шарнирах рычага натяжного устройства для всего предусмотренного срока эксплуатации сельскохозяйственной машины значительной величины износа и фрейтинг коррозии, которые могут привести к недопустимой величине люфтов или потере подвижности в результате заклинивания соответственно.

Из этих двух аспектов вытекает два типа задачи по обеспечению надежности функционирования ременных передач с натяжением ремня подпружиненным шкивом.

Первая задача – это обеспечение механизмом натяжения постоянного напряжения в ведомой подпружиненной ветви для меняющейся длины ремня в пределах предусмотренной вытяжки. Для этого достаточно при проектировании привода провести в общей параметрической модели правильный подбор параметров, в которой векторным способом описан ременной контур [4] и рычажный механизм натяжного устройства [6]–[8].

Для решения этой задачи возникает необходимость в разработке метода целенаправленного поиска параметров упругого элемента по известным параметрам ременной передачи, что в литературе не освещено.

Для обеспечения в шарнире качания рычага натяжного устройства гарантированной подвижности проще всего использовать подшипники качения. Но это приво-

дит к удорожанию конструкции, поэтому в сельскохозяйственном машиностроении широкое распространение в конструкции рычагов натяжения ременных передач получили шарниры скольжения с использованием антифрикционной пары материалов.

На основании этого можно сформулировать вторую задачу – обеспечение в антифрикционной паре в шарнире скольжения рычага допустимой величины удельного давления, допустимой скорости скольжения и допустимой величины удельной энергии скольжения, являющейся произведением этих параметров. Определение давления в паре скольжения не представляет особого труда и может быть осуществлено с применением векторного анализа в пространственной постановке [6]–[8].

Несмотря на то что для каждого момента времени длина ремня имеет постоянное значение, рычаг механизма натяжения совершает движения в силу имеющегося непостоянства передаваемой нагрузки. Поэтому для решения второй задачи, сформулированной выше, требуется разработать методику определения скорости скольжения в паре трения шарнира, которая отсутствует в литературе.

### Основная часть

Типовая схема ременной передачи с натяжением ремня подпружиненным шкивом приведена на рис. 1.

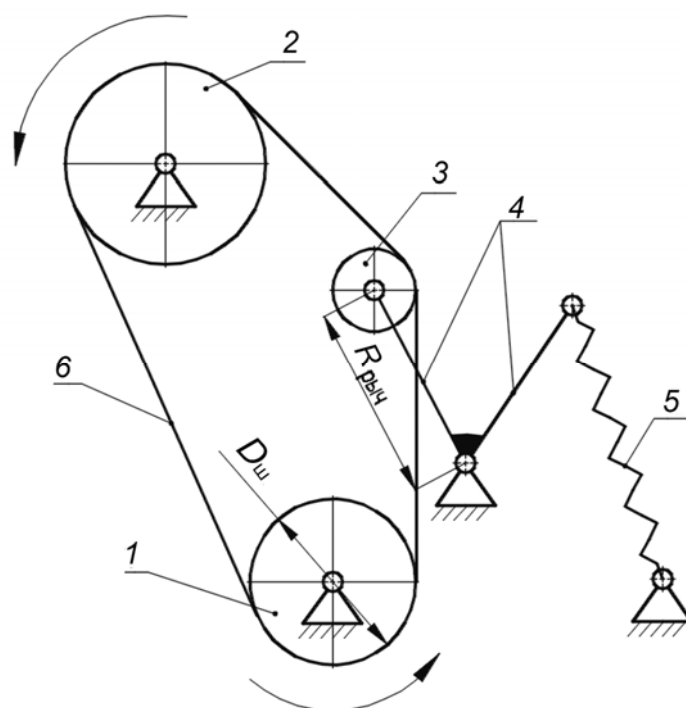


Рис. 1. Типовая схема ременной передачи с СНШ:

1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив; 3 – натяжной подпружиненный шкив;  
4 – двуплечный рычаг механизма натяжения ремня; 5 – пружина; 6 – ремень

### Энергетический метод подбора упругого элемента

Для целенаправленного поиска параметров упругого элемента по известным параметрам ременной передачи целесообразно воспользоваться энергетическим методом. Основой данного метода является вычисление необходимой величины изменения потенциальной энергии упругого элемента в заданном диапазоне его деформации. Для достижения теоретической возможности обеспечения постоянства натяжения ведомой ветви ремня эта энергия должна быть не меньше величины условной работы, совер-

шаемой телом ремня при удлинении на заданную величину. Условная работа ремня может быть определена из выражения (1):

$$A_{\text{РЕМ}} = \sigma_0 Z_{\text{РЕМ}} S_{\text{РЕМ}} L_{\text{РЕМ}} \frac{\Delta}{100}, \quad (1)$$

где  $A_{\text{РЕМ}}$ , Дж, – условная работа ремня при удлинении;  $\sigma_0$ , Н/мм<sup>2</sup>, – требуемое напряжение предварительного натяжения;  $Z_{\text{РЕМ}}$  – число ручьев ремня в контуре;  $S_{\text{РЕМ}}$ , мм<sup>2</sup>, – площадь поперечного сечения одного ручья ремня;  $L_{\text{РЕМ}}$ , м, – номинальная длина ремня;  $\Delta$ , %, – допустимый заданный процент вытяжки ремня.

Изменение потенциальной энергии упругого элемента, в качестве которого используется винтовая цилиндрическая пружина, в заданном диапазоне его деформации может быть вычислено из выражения (2):

$$P_{\text{ПРУЖ}} = \frac{C_{\text{ВИТ}} S_3^2 N_{\text{ВИТ}}}{2} (S_2^2 - S_1^2), \quad (2)$$

где  $C_{\text{ВИТ}}$ , Н/м, – жесткость одного витка пружины;  $S_3$ , м, – максимальная деформация одного витка пружины;  $N_{\text{ВИТ}}$  – количество рабочих витков пружины;  $S_1$ ,  $S_2$  – относительная деформация пружины (в долях от единицы) в крайних рабочих положениях соответственно.

Тогда условие достижения теоретической возможности обеспечения постоянства натяжения ведомой ветви ремня по критерию достаточности энергии упругого элемента можно записать в виде выражения (3):

$$P_{\text{ПРУЖ}} \geq A_{\text{РЕМ}}. \quad (3)$$

Приравнявая выражения (1) и (2), можно определить потребное минимальное количество рабочих витков винтовой цилиндрической пружины, задавшись предварительно остальными ее параметрами.

Тут необходимо акцентировать внимание на выражении «...достижения теоретической возможности обеспечения...». Дело в том, что если условие (3) выполняется, то стабильная характеристика натяжения ремня во всем диапазоне его вытяжки с использованием этого упругого элемента может быть обеспечена или может не быть обеспечена в силу конкретных ограничений или недостаточно правильного подбора параметров механизма. Если условие (3) не выполняется, то отсутствует даже сама теоретическая возможность обеспечения стабильной характеристики с этим упругим элементом. И в этом случае все усилия по поиску правильной конфигурации механизма натяжения окажутся потраченными впустую.

Именно поэтому перед началом работы по оптимизации механизма необходимо провести проверку или подбор параметров упругого элемента, воспользовавшись описанным выше энергетическим методом.

Приведем численный пример по сравнению условной работы ремня в принятом диапазоне его вытяжки и изменению потенциальной энергии пружины в этом диапазоне для конкретной конструкции ременной передачи.

На рис. 2 показана схема и характеристика натяжения ремня 3НВ4062 ременной передачи 3-й ступени привода соломосепараторов на 2-й скорости сепараторов зерноуборочного комбайна КЗС-1624-1, полученная в специализированной программе расчета и проектирования ременных передач НТЦК ОАО «Гомсельмаш», имеющая стабильную характеристику натяжения во всем принятом диапазоне вытяжки ремня.

Как видно из рис. 2, среднее напряжение предварительного натяжения в ремне в рассмотренном диапазоне вытяжки, который принят  $\Delta = 2\%$ , составляет  $(143,12 + 137,2)/2 = 140,16 \text{ Н/см}^2 = 1,4016 \text{ Н/мм}^2$ . Количество ручьев в ремне – 3 шт. Площадь одного ручья сечения НВ –  $S_{\text{РЕМ}} = 1,38 \text{ см}^2 = 138 \text{ мм}^2$ . Номинальная длина ремня  $L_{\text{РЕМ}} = 4,062 \text{ м}$ . В приводе применена пружина № 156 ГОСТ 13772–86 с количеством рабочих витков 30,5, силой при максимальной деформации  $F3 = 2800 \text{ Н}$ , максимальной деформацией одного витка  $S3_{\text{ВИТ}} = 11,62 \text{ мм} = 0,01162 \text{ м}$ , жесткостью одного витка  $C_{\text{ВИТ}} = 240900 \text{ Н/м}$ . Сила на пружине во всем диапазоне вытяжки изменяется от 1289 до 854 Н. Следовательно  $S2 = 1289/2800 = 0,461$ ,  $S1 = 854/2800 = 0,305$ .

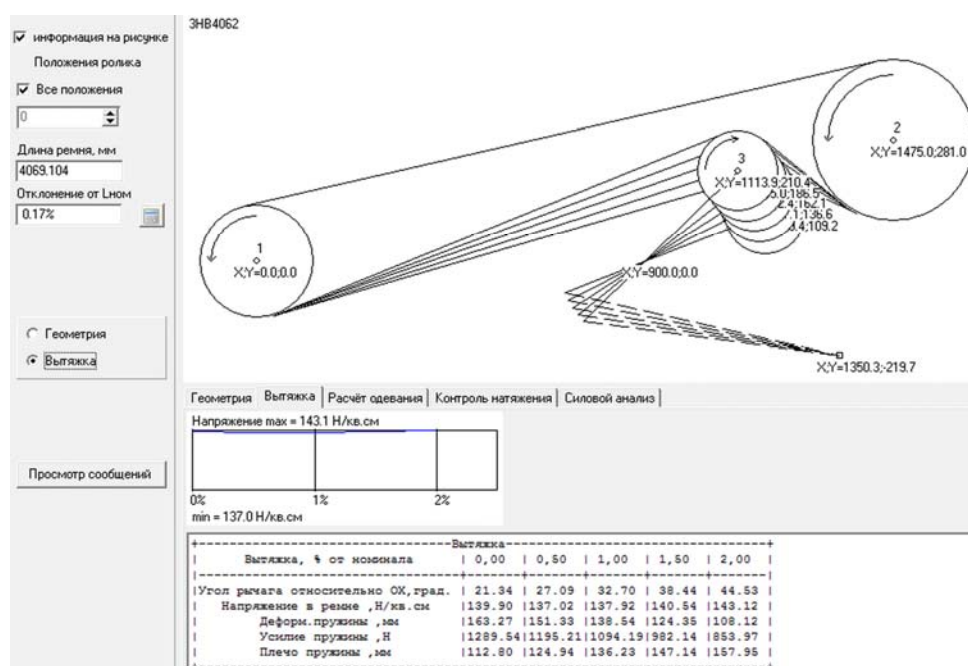


Рис. 2. Ременная передача 3-й ступени привода соломосепараторов на 2-й скорости сепараторов зерноуборочного комбайна КЗС-1624-1

Условная работа ремня из выражения (1):

$$A_{\text{РЕМ}} = 1,4016 \text{ Н/мм}^2 \cdot 3 \text{ шт.} \cdot 138 \text{ мм}^2 \cdot 4,062 \text{ м} \cdot 2\%/100 = 47,141 \text{ Дж.}$$

Изменение энергии пружины из выражения (2):

$$П_{\text{ПРУЖ}} = 0,5 \cdot 240900 \text{ Н/м} \cdot 0,01162 \text{ м}^2 \cdot 30,5 \text{ шт.} \cdot (0,461^2 - 0,305^2) = 58,981 \text{ Дж.}$$

Как видно из вышеприведенного, работа ремня и изменение энергии пружины не совпали и разница между ними составила  $58,981 - 47,141 = 11,84 \text{ Дж}$ .

Но дело в том, что в данной программе учитывается вес натяжного ролика, имеющего массу в сборе в соответствии с актуальной твердотельной моделью 11,927 кг, который в процессе компенсации вытяжки ремня перемещается пружиной из нижнего положения в верхнее (см. рис. 2) и забирает часть ее энергии. Массы рычага и пружины в программе не учитываются. Как показано на рис. 2, ролик в процессе компенсации вытяжки перемещается вверх на высоту  $210,4 \text{ мм} - 109,2 \text{ мм} = 101,2 \text{ мм} = 0,1012 \text{ м}$ .

Поэтому дополнительная энергия пружины, которую заберет ролик в процессе компенсации вытяжки ремня, равна:  $0,1012 \text{ м} \cdot 11,927 \text{ кг} \cdot 9,81 \text{ м/с}^2 = 11,84 \text{ Дж}$ .

Таким образом, условная работа ремня в сумме с работой по подъему ролика в сумме точно равняется изменению потенциальной энергии пружины:

$$58,981 \text{ Дж} - 47,141 \text{ Дж} - 11,84 \text{ Дж} = 0 \text{ Дж}.$$

Данная численная проверка для реально существующего и эксплуатирующегося с 2012 г. привода говорит о высокой точности энергетического способа оценки требуемого упругого элемента для обеспечения стабильного натяжения ремня во всем принятом диапазоне вытяжки.

Необходимо также отметить, что в данном конкретном случае пружина используется в очень узком диапазоне деформации: от 30,5 до 46,1 % полной деформации. Реально цилиндрические пружины используются в диапазоне деформаций как правило от 30 % до предельно допустимой 80 % от полной с запасом не менее 20 %. Поэтому для этого случая можно вычислить запас, с которым обеспечивается теоретическая возможность стабилизации натяжения ремня:  $(0,8 - 0,3)/(0,46 - 0,305) = 3,218$ . Как показывает практика проектирования ременных передач, для обеспечения теоретической возможности стабилизации натяжения необходимо выбирать упругий элемент с этим запасом не менее 1,5, что будет использовано на компенсацию движения элементов с неучтенными в расчете массами, компенсацию неточности изготовления деталей и более свободного подбора рычажного механизма.

### Определение скорости скольжения в паре трения

Для определения скорости скольжения в паре трения воспользуемся условием, которое подтверждено практикой – как правило, за один оборот ремня по контуру рычаг совершает одно полное колебание. Сделаем предположение, которое будет соответствовать наиболее неблагоприятным условиям эксплуатации привода, что рычаг совершает это движение из положения максимального отклонения до положения минимального отклонения от контура. Тогда амплитуда угловой скорости качания рычага может быть определена из выражения (4):

$$\omega_A^{\text{рыч}} = \varphi_A^{\text{рыч}} \frac{2\pi^2 D_{\text{ш}} n_{\text{ш}}}{L_{\text{рем}}}, \quad (4)$$

где  $\omega_A^{\text{рыч}}$ , рад/с, – амплитуда угловой скорости качания рычага;  $\varphi_A^{\text{рыч}}$ , рад, – амплитуда угла качания рычага;  $D_{\text{ш}}$ , мм, – диаметр шкива ременной передачи;  $n_{\text{ш}}$ , об/с, – частота вращения этого шкива ременной передачи;  $L_{\text{рем}}$ , мм, – длина ремня.

Амплитуда угла качания рычага может быть вычислена из выражения (5):

$$\varphi_A^{\text{рыч}} = \arcsin\left(\frac{\Delta_{\text{рыч}}}{2R_{\text{рыч}}}\right), \quad (5)$$

где  $\Delta_{\text{рыч}}$ , мм, – размах рычага подпружиненного шкива;  $R_{\text{рыч}}$ , мм, – радиус плеча рычага до точки, по которой принят размах.

Тогда скорость скольжения в паре трения можно вычислить, воспользовавшись выражением (6):

$$V_A^{\text{ск}} = \omega_A^{\text{рыч}} \frac{D_{\text{вт}}}{2}, \quad (6)$$

где  $V_A^{\text{ск}}$ , м/с, – искомая скорость скольжения в паре трения;  $D_{\text{вт}}$ , м, – диаметр втулки скольжения.

Среди всех, используемых для нахождения скорости скольжения, параметров, неизвестным остается только параметр  $\Delta_{\text{рыч}}$  – размах рычага подпружиненного шкива.

Для определения размаха рычага необходимо воспользоваться, если это уже существующая машина, записью крутящего момента на валу ведомого шкива, полученной при проведении энергооценки. Если это машина новая, то необходимо использовать аналогичную имеющуюся запись, сделанную ранее на машине-аналоге, или воспользоваться динамической моделью трансмиссии для получения такой записи математическим путем.

Используя из этой записи величину максимального и минимального крутящего момента, необходимо вычислить упругую деформацию ведущей ветви ремня, соответствующую ей длину всего ременного контура и положение подпружиненного шкива соответственно. Разница положения подпружиненного шкива при максимальном и минимальном передаваемом моменте и будет искомым размахом рычага.

Зная скорость скольжения, реакцию в опоре, вычисленное по этой реакции напряжение в зоне скольжения и полученную путем перемножения этих параметров удельную работу трения, можно, используя данные специальной технической литературы, оценить работоспособность пары трения опоры рычага подпружиненного шкива. В случае неудовлетворительного результата данной оценки достаточно, используя приведенные выше математические выражения, подобрать необходимые геометрические параметры и (или) материал пары трения для гарантированного обеспечения ее работоспособности.

Таким образом, энергетический способ подбора упругого элемента позволяет гарантировать теоретическую возможность обеспечения *параметрической надежности привода*, т. е. обеспечивать стабильность одних параметров (важных для обеспечения работоспособности – предварительное натяжение ремня) независимо от изменения других параметров в процессе эксплуатации привода (длины ремня).

Это достигается правильным подбором расположения пружины, ролика и геометрии двуплечего рычага так, чтобы в процессе вытяжки ремня падение силы пружины компенсировалось увеличением ее плеча и падением плеча ролика. Именно такой принцип позволяет стабилизировать натяжение ремня. Данный механизм называется автоматом.

Вычисление скорости скольжения во втулке, произведения этой скорости на давление и оценка этого параметра по допустимому его значению, а при необходимости и корректировка этого параметра напрямую связаны с *обеспечением надежности безотказной работы привода*, так как такая оценка позволяет на этапе проектирования исключить или минимизировать до допустимой величины износ и фрейтингкоррозию в шарнире качания рычага и гарантированно обеспечить его подвижность и отсутствие люфта недопустимой величины на весь срок службы сельскохозяйственной машины.

### Заключение

1. Использование приведенного в статье энергетического метода подбора упругого элемента для натяжения ремня подпружиненным шкивом позволяет на начальном этапе проектирования привода целенаправленно осуществить его подбор или проверку и обеспечить теоретическую возможность получения стабильной характеристики натяжения ремня.

2. Описанный в статье метод определения скорости скольжения в зоне пары трения позволяет с достаточной степенью адекватности вычислить скорость скольжения при качании рычага подпружиненного шкива и, зная эту скорость, вычислить все необходимые параметры для оценки и последующего обеспечения гарантированной работоспособности пары трения.

Использование приведенной в статье информации при проектировании ременных передач с натяжением ремня подпружиненным шкивом позволяет существенно увеличить надежность функционирования этих ременных передач, что крайне важно для тяжелых условий эксплуатации сельскохозяйственных машин.

### Литература

1. Методы проектирования и расчета клиноременных передач и вариаторов сельхозмашин / Р. С. Галаджев [и др.]. – Ростов н/Д : РИСХМ СНИЛ, 1987. – 64 с.
2. Воробьев, И. И. Ременные передачи / И. И. Воробьев. – М. : Машиностроение, 1979. – 168 с.
3. Флик, Э. П. Механические приводы сельскохозяйственных машин / Э. П. Флик. – М. : Машиностроение, 1984. – 272 с.
4. Чупрынин, Ю. В. Алгоритм расчета геометрии ременного контура векторным способом / Ю. В. Чупрынин, А. А. Дюжев // Тракторы и с.-х. машины. – 2005. – № 6. – С. 39–40.
5. Чупрынин, Ю. В. Сравнительный анализ предельной тяговой способности клиноременных передач с различными способами натяжения ремня, применяемых в сельскохозяйственном машиностроении / Ю. В. Чупрынин, О. В. Рехлицкий, А. А. Калиновский // Механика машин, механизмов и материалов. – 2015. – № 4 (33). – С. 36–41.
6. Дюжев, А. А. Методика проектирования механизмов автоматического натяжения ременных передач / А. А. Дюжев, А. В. Котов, Ю. В. Чупрынин // Научно-технический прогресс в инженерной сфере АПК России – разработка высокоэффективных ресурсосберегающих технологий : сб. науч. докл. XV Междунар. науч.-практ. конф. – М., 2008. – Т. 1. – С. 97–106.
7. Котов, А. В. Применение векторного анализа при проектировании рычажных механизмов / А. В. Котов, Ю. В. Чупрынин // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве : материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Минск, 2007. – С. 32–37.
8. Рехлицкий, О. В. Математическое описание системы уравнивания адаптеров мобильной кормоуборочной машины с применением пневмогидроаккумулятора / О. В. Рехлицкий, Ю. В. Чупрынин // Механика машин, механизмов и материалов. – 2014. – № 1 (26). – С. 40–48.

*Получено 27.02.2017 г.*